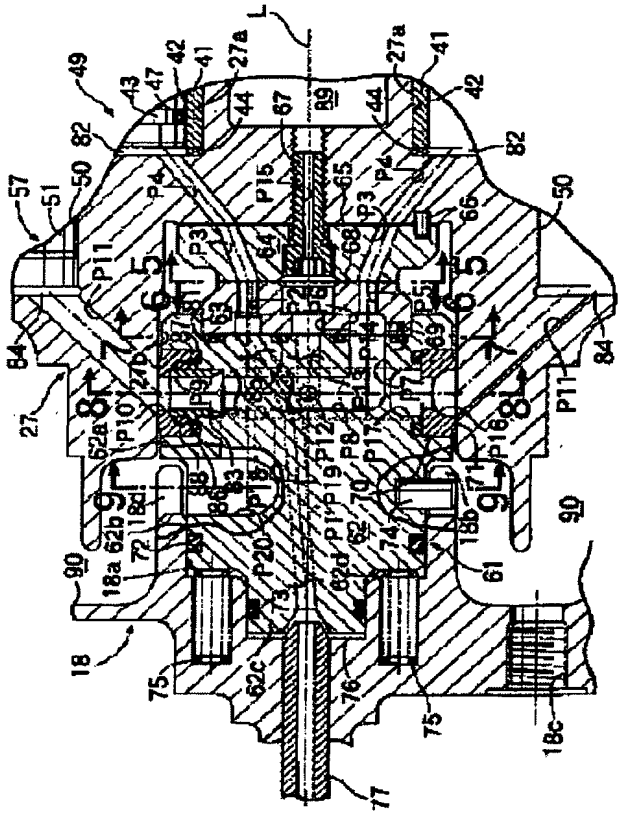
ROTARY FLUID MACHINE

Patent number: JP2002256805
Publication date: 2002-09-11
Inventor: MAKINO HIROYUKI; MATSUMOTO KENJI; ITO NAOKI; KOJIMA YOICHI
Applicant: HONDA MOTOR CO LTD
Classification:
- international: F01B3/10; F01B3/02
- european:
Application number: JP20010061424 20010306
Priority number(s):

Also published as:
EP1367219 (A1)
WO02070865 (A1)

Abstract of **JP2002256805**

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a rotary fluid machine provided with a first and second working parts and to miniaturize the induction/exhaust controlling means for induction/exhaust of a working medium to the working parts.
SOLUTION: The rotary fluid machine is provided with a first working part 49 and second working part 57 which comprise axial piston cylinders. A rotary valve 61, which is for controlling induction/exhaust of a working medium to the working parts 49, 57, comprises a first valve part, which is provided with a flat sliding face disposed orthogonal to a rotary axis L of a rotor 27, for controlling induction/exhaust of a working medium to the working part 49, and a second valve part, which is provided with a cylindrical sliding face 71 having a rotary axis L of the rotor 27 as a center, for controlling induction/ exhaust of a working medium to the working part 57. It is possible to miniaturize the rotary fluid machine because the common rotary valve 61 controls induction/exhaust of a working medium to the working parts 49 and 57.



Data supplied from the ***esp@cenet*** database - Worldwide

BEST AVAILABLE COPY

(19)日本国特許庁（ＪＰ）　(12)**公開特許公報**（Ａ）　(11)特許出願公開番号
特開2002－256805
(P2002－256805A)
(43)公開日　平成14年９月11日(2002.9.11)

(51)Int.Cl.[7]	識別記号	ＦＩ	テーマコード（参考）
Ｆ０１Ｂ　3/10		Ｆ０１Ｂ　3/10	
3/02		3/02	

審査請求　未請求　請求項の数３　ＯＬ　（全 16 頁）

(21)出願番号　特願2001－61424(P2001－61424)

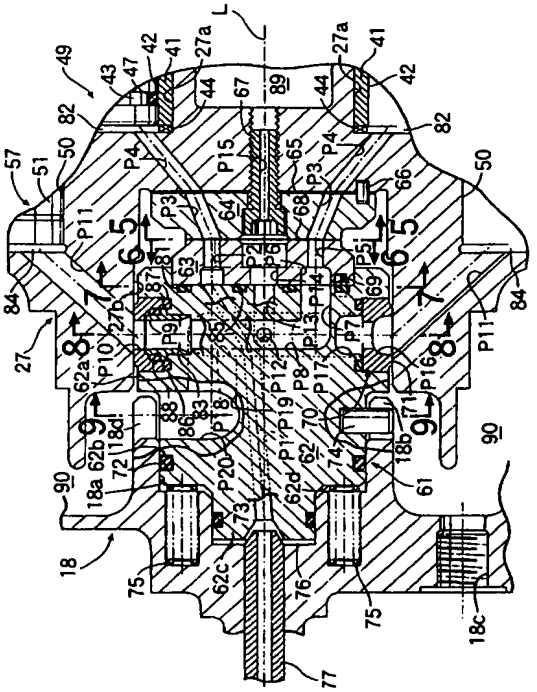
(22)出願日　平成13年３月６日(2001.3.6)

(71)出願人　000005326
本田技研工業株式会社
東京都港区南青山二丁目１番１号
(72)発明者　牧野　博行
埼玉県和光市中央１丁目４番１号　株式会社本田技術研究所内
(72)発明者　松本　謙司
埼玉県和光市中央１丁目４番１号　株式会社本田技術研究所内
(74)代理人　100071870
弁理士　落合　健　（外１名）

最終頁に続く

(54)【発明の名称】　回転式流体機械

(57)【要約】
【課題】　第１および第２の作動部を備えた回転式流体機械において、前記両作動部に対する作動媒体の吸入・排出を司る吸入・排出制御手段の小型化を図る。
【解決手段】　アキシャルピストンシリンダ群よりなる第１の作動部４９および第２の作動部５７を備えた回転式流体機械において、第１、第２の作動部４９，５７に対する作動媒体の吸入・排出を制御するロータリバルブ６１を、ロータ２７の回転軸線Ｌに直交する平坦な摺動面６８を備えて第１の作動部４９に対する作動媒体の吸入・排出を制御する第１のバルブ部と、ロータ２７の回転軸線Ｌを中心とする円筒状の摺動面７１を備えて第２の作動部５７に対する作動媒体の吸入・排出を制御する第２のバルブ部とから構成する。共通のロータリバルブ６１で第１、第２の作動部４９，５７に対する作動媒体の吸入・排出を制御するので、回転式流体機械の小型化を図ることができる。



監修　日本国特許庁

1

【特許請求の範囲】

【請求項１】　ケーシング（１１）と、

ケーシング（１１）に回転自在に支持されたロータ（２７）と、

ロータ（２７）に設けられた第１の作動部（４９）および第２の作動部（５７）と、

ケーシング（１１）およびロータ（２７）間に設けられて第１の作動部（４９）および第２の作動部（５７）に対する作動媒体の吸入・排出を制御する吸入・排出制御手段（６１）と、を備えた回転式流体機械であって、

前記吸入・排出制御手段（６１）は、ロータ（２７）の回転軸線（Ｌ）に直交する平坦な摺動面（６８）を備えて前記第１の作動部（４９）に対する作動媒体の吸入・排出を制御する第１のロータリバルブ（６３，６４）と、ロータ（２７）の回転軸線（Ｌ）を中心とする円筒状の摺動面（７１）を備えて前記第２の作動部（５７）に対する作動媒体の吸入・排出を制御する第２のロータリバルブ（７０，２７）とから構成されたことを特徴とする回転式流体機械。

【請求項２】　前記第１のロータリバルブ（６３，６４）は高圧の作動媒体の吸入・排出を制御し、前記第２のロータリバルブ（７０，２７）は低圧の作動媒体吸入・排出を制御することを特徴とする、請求項１に記載の回転式流体機械。

【請求項３】　前記第１のロータリバルブ（６３，６４）は高温の作動媒体の吸入・排出を制御し、前記第２のロータリバルブ（７０，２７）は低温の作動媒体吸入・排出を制御することを特徴とする、請求項１または請求項２に記載の回転式流体機械。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】本発明は、ケーシングと、ケーシングに回転自在に支持されたロータと、ロータに設けられた第１の作動部および第２の作動部と、ケーシングおよびロータ間に設けられて第１の作動部および第２の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御する吸入・排出制御手段とを備えた回転式流体機械に関する。

【０００２】

【従来の技術】ケーシングに固定した半径方向外側のアキシャルピストンポンプと、ケーシングに回転自在に支持したロータに設けた半径方向内側のアキシャルピストンモータとを同軸に配置し、アキシャルピストンポンプのピストンおよびアキシャルピストンモータのピストンを各々別個の斜板により案内することで、入力軸に接続されたアキシャルピストンポンプが吐出する作動油で出力軸に接続されたアキシャルピストンモータを駆動し、入力軸の回転を変速して出力軸から出力する静油圧式変速機が、米国特許第５０６２２６７号明細書により公知である。この静油圧式変速機は、アキシャルピストンポンプとアキシャルピストンモータとの間に、ロータの回転に応じて油路の切り換えを行うロータリバルブを備えている。

2

【０００３】

【発明が解決しようとする課題】ところで、高温高圧の蒸気を作動媒体とする膨張機等において、例えばアキシャルピストンシリンダ群よりなる作動部を複数セット設け、それらの出力を合成して共通の出力軸から取り出す場合、各々のアキシャルピストンシリンダ群に対応して蒸気の吸入・排出制御手段を設けると、複数の吸入・排出制御手段が必要となって膨張機の寸法が大型化する問題がある。

【０００４】本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、第１および第２の作動部を備えた回転式流体機械において、前記両作動部に対する作動媒体の吸入・排出を司る吸入・排出制御手段の小型化を図ることを目的とする。

【０００５】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、請求項１に記載された発明によれば、ケーシングと、ケーシングに回転自在に支持されたロータと、ロータに設けられた第１の作動部および第２の作動部と、ケーシングおよびロータ間に設けられて第１の作動部および第２の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御する吸入・排出制御手段とを備えた回転式流体機械であって、前記吸入・排出制御手段は、ロータの回転軸線に直交する平坦な摺動面を備えて前記第１の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御する第１のロータリバルブと、ロータの回転軸線を中心とする円筒状の摺動面を備えて前記第２の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御する第２のロータリバルブとから構成されたことを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【０００６】上記構成によれば、回転式流体機械の第１および第２の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を司る吸入・排出制御手段が、ロータの回転軸線に直交する平坦な摺動面を備えて第１の作動部に接続された第１のロータリバルブと、ロータの回転軸線を中心とする円筒状の摺動面を備えて第２の作動部に接続された第２のロータリバルブとを備えるので、共通の吸入・排出制御手段で第１、第２の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御することが可能になり、第１、第２の作動部に各々別個の吸入・排出制御手段を設ける場合に比べて回転式流体機械の小型化を図ることができる。

【０００７】また請求項２に記載された発明によれば、請求項１の構成に加えて、前記第１のロータリバルブは高圧の作動媒体の吸入・排出を制御し、前記第２のロータリバルブは低圧の作動媒体吸入・排出を制御することを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【０００８】上記構成によれば、ロータの回転軸線に直交する平坦な摺動面を備えた第１のロータリバルブは作動媒体のシール性に優れており、この第１のロータリバ

ルブで高圧の作動媒体の吸入・排出を制御することで、作動媒体のリークを最小限に抑えることができる。またロータの回転軸線を中心とする円筒状の摺動面を備えた第２のロータリバルブは、前記第１のロータリバルブに比べて作動媒体のシール性が多少劣るものの、この第２のロータリバルブが吸入・排出を制御する作動媒体は低圧であるため、所定のクリアランス管理を施せば作動媒体のリークは実用上問題はない。

【０００９】また請求項３に記載された発明によれば、請求項１または請求項２の構成に加えて、前記第１のロータリバルブは高温の作動媒体の吸入・排出を制御し、前記第２のロータリバルブは低温の作動媒体吸入・排出を制御することを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【００１０】上記構成によれば、第１のロータリバルブおよび第２のロータリバルブはそれぞれ高温の作動媒体および低温の作動媒体の吸入・排出を制御するので、高温の作動媒体および低温の作動媒体の流路を近接させて温度低下を抑制することが可能になるだけでなく、高温の作動媒体の流路のシール部を低温の作動媒体で冷却してシール部の劣化を防止することができる。

【００１１】尚、実施例の第１のアキシャルピストンシリンダ群４９および第２のアキシャルピストンシリンダ群５７はそれぞれ本発明の第１の作動部および第２の作動部に対応し、実施例のロータリバルブ６１は本発明の吸入・排出制御手段に対応し、実施例の固定側バルブプレート６３および可動側バルブプレート６４は本発明の第１のロータリバルブに対応し、実施例のロータ２７および摺動部材７０は本発明の第２のロータリバルブに対応する。

【００１２】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を、添付図面に示した本発明の実施例に基づいて説明する。

【００１３】図１～図１８は本発明の第１実施例を示すもので、図１は膨張機の縦断面図、図２は図１の２－２線断面図、図３は図１の３部拡大図、図４は図１の４部拡大断面図（図８の４－４線断面図）、図５は図４の５－５線矢視図、図６は図４の６－６線矢視図、図７は図４の７－７線断面図、図８は図４の８－８線断面図、図９は図４の９－９線断面図、図１０は図１の１０－１０線矢視図、図１１は図１の１１－１１線矢視図、図１２は図１０の１２－１２線断面図、図１３は図１１の１３－１３線断面図、図１４は図１０の１４－１４線断面図、図１５は出力軸のトルク変動を示すグラフ、図１６は高圧段の吸入系を示す作用説明図、図１７は高圧段の排出系および低圧段の吸入系を示す作用説明図、図１８は低圧段の排出系を示す作用説明図である。

【００１４】図１～図３に示すように、本実施例の回転式流体機械は例えばランキンサイクル装置に使用される膨張機Ｍであって、作動媒体としての高温高圧蒸気の熱

エネルギーおよび圧力エネルギーを機械エネルギーに変換して出力する。膨張機Ｍのケーシング１１は、ケーシング本体１２と、ケーシング本体１２の前面開口部にシール部材１３を介して嵌合して複数本のボルト１４…で結合される前部カバー１５と、ケーシング本体１２の後面開口部にシール部材１６を介して嵌合して複数本のボルト１７…で結合される後部カバー１８とから構成される。ケーシング本体１２の下面開口部にオイルパン１９がシール部材２０を介して当接し、複数本のボルト２１…で結合される。またケーシング本体１２の上面にシール部材２２（図１２参照）を介してブリーザ室隔壁２３が重ね合わされ、更にその上面にシール部材２４（図１２参照）を介してブリーザ室カバー２５が重ね合わされ、複数本のボルト２６…で共締めされる。

【００１５】ケーシング１１の中央を前後方向に延びる軸線Ｌまわりに回転可能なロータ２７と出力軸２８とが溶接で一体化されており、ロータ２７の後部がアンギュラボールベアリング２９およびシール部材３０を介してケーシング本体１２に回転自在に支持されるとともに、出力軸２８の前部がアンギュラボールベアリング３１およびシール部材３２を介して前部カバー１５に回転自在に支持される。前部カバー１５の後面に２個のシール部材３３，３４およびノックピン３５を介して嵌合する斜板ホルダ３６が複数本のボルト３７…で固定されており、この斜板ホルダ３６にアンギュラボールベアリング３８を介して斜板３９が回転自在に支持される。斜板３９の回転軸線は前記ロータ２７および出力軸２８の軸線Ｌに対して傾斜しており、その傾斜角は固定である。

【００１６】ロータ２７と別部材で構成された７本のスリーブ４１…が、ロータ２７の内部に軸線Ｌを囲むように円周方向に等間隔で配置される。ロータ２７のスリーブ支持孔２７ａ…に支持されたスリーブ４１…の内周に形成された高圧シリンダ４２…に高圧ピストン４３…が摺動自在に嵌合しており、高圧シリンダ４２…の前端開口部から前方に突出する高圧ピストン４３…の半球状部が、斜板３９の後面に凹設した７個のディンプル３９ａ…にそれぞれ突き当てられ押圧する。スリーブ４１…の後端とロータ２７のスリーブ支持孔２７ａ…との間には耐熱金属性のシール部材４４…が装着され、この状態でスリーブ４１…の前端を押さえる単一のセットプレート４５が複数本のボルト４６…でロータ２７の前面に固定される。スリーブ支持孔２７ａ…の底部近傍は僅かに大径になっており、スリーブ４１…の外周面との間に間隙α（図３参照）が形成される。

【００１７】高圧ピストン４３…は高圧シリンダ４２…との摺動面をシールする圧力リング４７…およびオイルリング４８…を備えており、圧力リング４７…の摺動範囲とオイルリング４８…の摺動範囲とは相互にオーバーラップしないように設定されている。高圧ピストン４３…を高圧シリンダ４２…に挿入するとき、圧力リング４

5

７…およびオイルリング４８…を高圧シリンダ４２…にスムーズに係合させるべく、セットプレート４５に前面側が広がるようにテーパした開口部４５ａ…が形成される。

【００１８】以上のように、圧力リング４７…の摺動範囲とオイルリング４８…の摺動範囲とが相互にオーバーラップしないように設定したので、オイルリング４８…が摺動する高圧シリンダ４２…の内壁に付着したオイルが、圧力リング４７…の摺動により高圧作動室８２…に取り込まれないようにし、蒸気にオイルが混入するのを確実に防止することができる。特に、高圧ピストン４３…は圧力リング４７…およびオイルリング４８…に挟まれた部分が若干小径になっているため（図３参照）、オイルリング４８…の摺動面に付着したオイルが圧力リング４７…の摺動面に移動するのを効果的に防止することができる。

【００１９】また７本のスリーブ４１…をロータ２７のスリーブ支持孔２７ａ…に装着して高圧シリンダ４２…を構成したので、スリーブ４１…に熱伝導性、耐熱性、耐摩耗性、強度等に優れた材質を選択することができる。これにより性能および信頼性の向上が可能になるだけでなく、ロータ２７に直接高圧シリンダ４２…を加工する場合に比べて加工が容易になり、加工精度も向上する。しかも何れかのスリーブ４１が摩耗・損傷した場合に、ロータ２７全体を交換することなく、異常のあるスリーブ４１だけを交換すれば良いので経済的である。

【００２０】またスリーブ支持孔２７ａ…の底部近傍を僅かに大径にしてスリーブ４１…の外周面とロータ２７との間に間隙αを形成したので、高圧作動室８２…に供給された高温高圧蒸気によりロータ２７が熱変形しても、その影響がスリーブ４１…に及び難くして高圧シリンダ４２…の歪みを防止することができる。

【００２１】前記７本の高圧シリンダ４２…と、そこに嵌合する７本の高圧ピストン４３…とは、第１のアキシャルピストンシリンダ群４９を構成する。

【００２２】ロータ２７の外周部に７本の低圧シリンダ５０…が軸線Ｌおよび高圧シリンダ４２…の半径方向外側を囲むように円周方向に等間隔で配置される。これら低圧シリンダ５０…は高圧シリンダ４２…よりも大きな直径を有しており、かつ低圧シリンダ５０…の円周方向の配列ピッチは高圧シリンダ４２…の円周方向の配列ピッチに対して半ピッチ分ずれている。これにより、隣接する低圧シリンダ５０…間に形成される空間に高圧シリンダ４２…を配置することが可能になり、スペースを有効利用してロータ２７の直径の小型化に寄与することができる。

【００２３】７本の低圧シリンダ５０…にはそれぞれ低圧ピストン５１…が摺動自在に嵌合しており、これら低圧ピストン５１…はリンク５２…を介して斜板３９に接続される。即ち、リンク５２…の前端の球状部５２ａは

6

斜板３９にナット５３…で固定した球面軸受５４…に揺動自在に支持され、リンク５２…の後端の球状部５２ｂは低圧ピストン５１…にクリップ５５…で固定した球面軸受５６…に揺動自在に支持される。低圧ピストン５１…の頂面近傍の外周面には、圧力リング７８…およびオイルリング７９…が隣接して装着される。圧力リング７８…およびオイルリング７９…の摺動範囲は相互にオーバーラップするので、圧力リング７８…の摺動面に油膜を形成してシール性および潤滑性を高めることができる。

【００２４】前記７本の低圧シリンダ５０…と、そこに嵌合する７本の低圧ピストン４１…とは、第２のアキシャルピストンシリンダ群５７を構成する。

【００２５】以上のように、第１のアキシャルピストンシリンダ群４９の高圧ピストン４３…の前端を半球状に形成し、その前端を斜板３９に形成したディンプル３９ａ…に当接させたので、高圧ピストン４３…を斜板３９に機械的に連結する必要がなくなって、部品点数の削減と組付性の向上とが可能になる。一方、第２のアキシャルピストンシリンダ群５７の低圧ピストン５１…はリンク５２…および前後の球面軸受５４…，５６…を介して斜板３９に連結されているので、第２のアキシャルピストンシリンダ群５７に供給される中温中圧蒸気の温度および圧力が不足して低圧作動室８４…が負圧になっても、低圧ピストン５１…と斜板３９とが離れて打音や損傷が発する虞がない。

【００２６】また斜板３９は前部カバー１５にボルト３７…で締結されるが、そのときの斜板３９の軸線Ｌまわりの締結位相を変化させることで、第１のアキシャルピストンシリンダ群４９および第２のアキシャルピストンシリンダ群５７に対する蒸気の供給・排出タイミングをずらして膨張機Ｍの出力特性を変更することができる。

【００２７】また一体化されたロータ２７および出力軸２８は、それぞれケーシング本体１２に設けたアンギュラボールベアリング２９および前部カバー１５に設けたアンギュラボールベアリング３１に支持されるが、ケーシング本体１２およびアンギュラボールベアリング２９間に介装するシム５８の厚さと、前部カバー１５およびアンギュラボールベアリング３１間に介装するシム５９の厚さとを調整することにより、軸線Ｌに沿うロータ２７の位置を前後方向に調整することができる。このロータ２７の軸線Ｌ方向の位置の調整により、斜板３９に案内される高圧・低圧ピストン４３…，５１…とロータ２７に設けられた高圧・低圧シリンダ４２…，５０…との軸線Ｌ方向の相対的な位置関係が変化し、高圧・低圧作動室８２…，８４…における蒸気の膨張比を調整することができる。

【００２８】仮に、斜板３９を支持する斜板ホルダ３６が前部カバー１５に対して一体に形成されていると、前部カバー１５にアンギュラボールベアリング３１やシム

５９を着脱するためのスペースを確保するのが困難になるが、斜板ホルダ３６を前部カバー１５に対し着脱可能にしたことで、上記問題が解消される。また仮に斜板ホルダ３６が前部カバー１５と一体であると、膨張機Ｍの分解・組立時に予め前部カバー１５側に組み付けた斜板３９に、ケーシング１１内の狭い空間で７本のリンク５２…を連結・分離する面倒な作業が必要となるが、斜板ホルダ３６を前部カバー１５に対し着脱可能にしたことで、予めロータ２７側に斜板３９および斜板ホルダ３６を組み付けてサブアセンブリを構成することが可能となり、組付性が大幅に向上する。

【００２９】次に、第１のアキシャルピストンシリンダ群４９および第２のアキシャルピストンシリンダ群５７に対する蒸気の供給・排出系統を、図４～図９に基づいて説明する。

【００３０】図４に示すように、ロータ２７の後端面に開口する円形断面の凹部２７ｂおよび後部カバー１８の前面に開口する円形断面の凹部１８ａに、ロータリバルブ６１が収納される。軸線Ｌに沿うように配置されたロータリバルブ６１は、ロータリバルブ本体６２と、固定側バルブプレート６３と、可動側バルブプレート６４とを備える。可動側バルブプレート６４は、ロータ２７の凹部２７ｂの底面にガスケット６５を介して嵌合した状態で、ノックピン６６およびボルト６７でロータ２７に固定される。可動側バルブプレート６４に平坦な摺動面６８を介して当接する固定側バルブプレート６３はノックピン６９を介してロータリバルブ本体６２に相対回転不能に結合される。従って、ロータ２７が回転すると、可動側バルブプレート６４および固定側バルブプレート６３は摺動面６８において相互に密着しながら相対回転する。固定側バルブプレート６３および可動側バルブプレート６４は、超硬合金やセラミックス等の耐久性に優れた材質で構成されており、その摺動面６８に耐熱性、潤滑性、耐蝕性、耐摩耗性を有する部材を介在させたりコーティングしたりすることが可能である。

【００３１】ロータリバルブ本体６２は、大径部6.2ａ、中径部６２ｂおよび小径部６２ｃを備えた段付き円柱状の部材であって、その大径部６２ａの外周に嵌合する環状の摺動部材７０が、ロータ２７の凹部２７ｂに円筒状の摺動面７１を介して摺動自在に嵌合するとともに、その中径部６２ｂおよび小径部６２ｃが後部カバー１８の凹部１８ａにシール部材７２，７３を介して嵌合する。摺動部材７０は、超硬合金やセラミックス等の耐久性に優れた材質で構成される。ロータリバルブ本体６２の外周に植設されたノックピン７４が、後部カバー１８の凹部１８ａに軸線Ｌ方向に形成された長孔１８ｂに係合しており、従ってロータリバルブ本体６２は後部カバー１８に対して相対回転不能、かつ軸線Ｌ方向に移動可能に支持される。

【００３２】後部カバー１８に軸線Ｌを囲むように複数

個（例えば、７個）のプリロードスプリング７５…が支持されており、これらプリロードスプリング７５…に中径部６２ｂおよび小径部６２ｃ間の段部６２ｄを押圧されたロータリバルブ本体６２は、固定側バルブプレート６３および可動側バルブプレート６４の摺動面６８を密着させるべく前方に向けて付勢される。後部カバー１８の凹部１８ａの底面とロータリバルブ本体６２の小径部６２ｃの後端面との間に圧力室７６が区画されており、後部カバー１８を貫通するように接続された蒸気供給パイプ７７が前記圧力室７６に連通する。従って、ロータリバルブ本体６２は前記プリロードスプリング７５…の弾発力に加えて、圧力室７６に作用する蒸気圧によっても前方に付勢される。

【００３３】第１のアキシャルピストンシリンダ群４９に高温高圧蒸気を供給する高圧段の蒸気吸入経路が、図１６に網かけして示される。図１６と図５～図９とを併せて参照すると明らかなように、蒸気供給パイプ７７から高温高圧蒸気が供給される圧力室７６に上流端が連通する第１蒸気通路Ｐ１が、ロータリバルブ本体６２を貫通して固定側バルブプレート６３との合わせ面に開口し、固定側バルブプレート６３を貫通する第２蒸気通路Ｐ２に連通する。ロータリバルブ本体６２および固定側バルブプレート６３の合わせ面からの蒸気のリークを防止すべく、該合わせ面に装着されたシール部材８１（図７および図１６参照）により第１、第２蒸気通路Ｐ１，Ｐ２の接続部の外周がシールされる。

【００３４】可動側バルブプレート６４およびロータ２７にはそれぞれ７本の第３蒸気通路Ｐ３…（図５参照）および第４蒸気通路Ｐ４…が円周方向に等間隔に形成されており、第４蒸気通路Ｐ４…の下流端は第１のアキシャルピストンシリンダ群４９の高圧シリンダ４２…および高圧ピストン４３間に区画された７個の高圧作動室８２…に連通する。図６から明らかなように、固定側バルブプレート６３に形成された第２蒸気通路Ｐ２の開口は、高圧ピストン４３の上死点ＴＤＣの前後に均等に開口せずに矢印Ｒで示すロータ２７の回転方向進み側に僅かにずれて開口している。これにより、できるだけ長い膨張期間、即ち充分な膨張比を確保でき、かつ上死点ＴＤＣの前後に均等に開口を設定した場合に生じる負の仕事を極力少なくし、更に高圧作動室８２…内に残留する膨張蒸気を減少して充分な出力（効率）が得られる。

【００３５】第１のアキシャルピストンシリンダ群４９から中温中圧蒸気を排出して第２のアキシャルピストンシリンダ群５７に供給する高圧段の蒸気排出経路および低圧段の蒸気吸入経路が、図１７に網かけして示される。図１７と図５～図８とを併せて参照すると明らかなように、固定側バルブプレート６３の前面には円弧状の第５蒸気通路Ｐ５（図６参照）が開口しており、この第５蒸気通路Ｐ５は固定側バルブプレート６３の後面に開口する円形の第６蒸気通路Ｐ６（図７参照）に連通す

9

る。第５蒸気通路Ｐ５は、高圧ピストン４３の下死点ＢＤＣに対して矢印Ｒで示すロータ２７の回転方向進み側に僅かにずれた位置から、上死点ＴＤＣに対して回転方向遅れ側に僅かにずれた位置に亘って開口している。これにより、可動側バルブプレート６４の第３蒸気通路Ｐ３…は下死点ＢＤＣから第２蒸気通路Ｐ２と重複しない（好ましくは第２蒸気通路Ｐ２と重複する直前の）角度範囲に亘って固定側バルブプレート６３の第５蒸気通路Ｐ５に連通することができ、その間に第３蒸気通路Ｐ３…から第５蒸気通路Ｐ５への蒸気の排出が行われる。

【００３６】ロータリバルブ本体６２には、軸線Ｌ方向に延びる第７蒸気通路Ｐ７と、略半径方向に延びる第８蒸気通路Ｐ８とが形成されており、第７蒸気通路Ｐ７の上流端は前記第６蒸気通路Ｐ６の下流端に連通するとともに、第７蒸気通路Ｐ７の下流端はロータリバルブ本体６２および摺動部材７０に跨がって配置された継ぎ手部材８３の内部の第９蒸気通路Ｐ９を経て、摺動部材７０を半径方向に貫通する第１０蒸気通路Ｐ１０に連通する。そして第１０蒸気通路Ｐ１０は、ロータ２７に放射状に形成した７本の第１１蒸気通路Ｐ１１…を介して、第２のアキシャルピストンシリンダ群５７の低圧シリンダ５０…および低圧ピストン４１…間に区画された７個の低圧作動室８４…に連通する。

【００３７】ロータリバルブ本体６２と固定側バルブプレート６３との合わせ面からの蒸気のリークを防止すべく、該合わせ面に装着されたシール部材８５（図７および図１７参照）により第６、第７蒸気通路Ｐ６，Ｐ７の接続部の外周がシールされる。摺動部材７０の内周面とロータリバルブ本体６２との間は２個のシール部材８６，８７でシールされ、継ぎ手部材８３の外周面と摺動部材７０との間はシール部材８８でシールされる。

【００３８】ロータ２７および出力軸２８の内部は肉抜きされて調圧室８９が区画されており、この調圧室８９と第８蒸気通路Ｐ８とが、ロータリバルブ本体６２に形成した第１２蒸気通路Ｐ１２および第１３蒸気通路Ｐ１３と、固定側バルブプレート６３に形成した第１４蒸気通路Ｐ１４と、ボルト６７の内部を貫通する第１５蒸気通路Ｐ１５とを介して連通する。７本の第３蒸気通路Ｐ３…から第５蒸気通路Ｐ５に排出される中温中圧蒸気の圧力はロータ２７の１回転につき圧力が７回脈動するが、その中温中圧蒸気を第２のアキシャルピストンシリンダ群５７に供給する途中の第８蒸気通路Ｐ８を調圧室８９に連通させたことで、前記圧力の脈動を緩衝して一定圧の蒸気を第２のアキシャルピストンシリンダ群５７に供給し、低圧作動室８４…への蒸気の充填効率を高めることができる。

【００３９】また調圧室８９はロータ２７および出力軸２８の中心のデッドスペースを利用して形成されているので膨張機Ｍの大型化を招くこともなく、肉抜きによる軽量化の効果も持ち、しかも調圧室８９の外周は高温高

10

圧蒸気で作動する第１のアキシャルピストンシリンダ群４９で取り囲まれるので、第２のアキシャルピストンシリンダ群５７に供給される中温中圧蒸気の熱損失が生じることもない。更に、第１のアキシャルピストンシリンダ群４９に取り囲まれたロータ２７の中心部が温度上昇した場合には、調圧室８９の中温中圧蒸気でロータ２７の冷却を図ることができ、その結果として加熱された中温中圧蒸気で第２のアキシャルピストンシリンダ群５７の出力向上を図ることができる。

【００４０】第２のアキシャルピストンシリンダ群５７から低温低圧蒸気を排出する蒸気排出経路が、図１８に網かけして示される。図１８、図８および図９を併せて参照すると明らかなように、摺動部材７０の摺動面７１に、ロータ２７に形成した７個の第１１蒸気通路Ｐ１１…に連通可能な円弧状の第１６蒸気通路Ｐ１６が切り欠かれており、この第１６蒸気通路Ｐ１６はロータリバルブ本体６２の外周に円弧状に切り欠かれた第１７蒸気通路Ｐ１７に連通する。第１６蒸気通路Ｐ１６は、低圧ピストン５１の下死点ＢＤＣに対して矢印Ｒで示すロータ２７の回転方向進み側に僅かにずれた位置から、上死点ＴＤＣに対して回転方向遅れ側に僅かにずれた位置に亘って開口している。これにより、ロータ２７の第１１蒸気通路Ｐ１１…は下死点ＢＤＣから第１０蒸気通路Ｐ１０と重複しない（好ましくは第１０蒸気通路Ｐ１０と重複する直前の）角度範囲に亘って摺動部材７０の第１６蒸気通路Ｐ１６に連通することができ、その間に第１１蒸気通路Ｐ１１…から第１６蒸気通路Ｐ１６への蒸気の排出が行われる。

【００４１】更に第１７蒸気通路Ｐ１７は、ロータリバルブ本体６２の内部に形成された第１８蒸気通路Ｐ１８～第２０蒸気通路Ｐ２０および後部カバー１８の切欠１８ｄを介して、ロータリバルブ本体６２および後部カバー１８間に形成された蒸気排出室９０に連通し、この蒸気排出室９０は後部カバー１８に形成した蒸気排出孔１８ｃに連通する。

【００４２】以上のように、第１のアキシャルピストンシリンダ群４９への蒸気の供給・排出と第２のアキシャルピストンシリンダ群５７への蒸気の供給・排出とを共通のロータリバルブ６１で制御するので、各々別個のロータリバルブを用いる場合に比べて膨張機Ｍを小型化することができる。しかも第１のアキシャルピストンシリンダ群４９に高温高圧蒸気を供給するバルブを、ロータリバルブ本体６２と一体の固定側バルブプレート６３の前端の平坦な摺動面６８に形成したので、高温高圧蒸気のリークを効果的に防止することができる。なぜならば、平坦な摺動面６８は高精度の加工が容易なため、円筒状の摺動面に比べてクリアランスの管理が容易であるからである。

【００４３】特に、複数本のプリロードスプリング７５…でロータリバルブ本体６２にプリセット荷重を与えて

軸線Ｌ方向前方に付勢し、更に蒸気供給パイプ７７から圧力室７６に供給した高温高圧蒸気でロータリバルブ本体６２を軸線Ｌ方向前方に付勢することにより、固定側バルブプレート６３および可動側バルブプレート６４の摺動６８に高温高圧蒸気の圧力に応じた面圧を発生させ、その摺動面６８からの蒸気のリークを一層効果的に抑制することができる。

【００４４】また第２のアキシャルピストンシリンダ群５７に中温中圧蒸気を供給するバルブはロータリバルブ本体６２の外周の円筒状の摺動面７１に形成されているが、そこを通過する中温中圧蒸気は前記高温高圧蒸気に比べて圧力が低下しているため、摺動面７１に対する面圧を発生させなくとも、所定のクリアランス管理を施せば蒸気のリークは実用上問題ない。

【００４５】またロータリバルブ本体６２に内部に、高温高圧蒸気が流れる第１蒸気通路Ｐ１と、中温中圧蒸気が流れる第７蒸気通路Ｐ７および第８蒸気通路Ｐ８と、低温低圧蒸気が流れる第１７蒸気通路Ｐ１７～第２０蒸気通路Ｐ２０とを集約して形成したので蒸気温度の低下を防止できるだけでなく、高温高圧蒸気のシール部（例えば、シール部材８１）を低温低圧蒸気で冷却して耐久性を高めることができる。

【００４６】更に、後部カバー１８をケーシング本体１２から取り外すだけで、ケーシング本体１２に対してロータリバルブ６１を着脱することができるので、修理、清掃、交換等のメンテナンス作業性が大幅に向上する。また高温高圧蒸気が通過するロータリバルブ６１は高温になるが、オイルによる潤滑が必要な斜板３９や出力軸２８がロータ２７を挟んでロータリバルブ６１の反対側に配置されるので、高温となるロータリバルブ６１の熱でオイルが加熱されて斜板３９や出力軸２８の潤滑性能が低下するのを防止することができる。またオイルはロータリバルブ６１を冷却して過熱を防止する機能も発揮する。

【００４７】次に、図１０～図１４を参照してブリーザの構造を説明する。

【００４８】ケーシング本体１２の上壁１２ａとブリーザ室隔壁２３との間に区画された下部ブリーザ室１０１はケーシング本体１２の上壁１２ａに形成された連通孔１２ｂを介してケーシング１１内の潤滑室１０２に連通する。潤滑室１０２の底部に設けたオイルパン１９にはオイルが貯留されており、その油面はロータ２７の下端よりも僅かに高くなっている（図１参照）。下部ブリーザ室１０１の内部には上端がブリーザ室隔壁２３の下面に接触する３枚の隔壁１２ｃ～１２ｅが上向きに突設されており、これら隔壁１２ｃ～１２ｅにより構成された迷路の一端に前記連通孔１２ｂが開口するとともに、迷路の他端に向かう経路の途中に前記上壁１２ａを貫通する４個のオイル戻し孔１２ｆ…が形成される。オイル戻し孔１２ｆ…は下部ブリーザ室１０１の最も低い位置に

形成されており（図１４参照）、従って下部ブリーザ室１０１内で凝縮したオイルを潤滑室１０２に確実に戻すことができる。

【００４９】ブリーザ室隔壁２３とブリーザ室カバー２５との間に上部ブリーザ室１０３が区画されており、この上部ブリーザ室１０３と下部ブリーザ室１０１とが、ブリーザ室隔壁２３を貫通して上部ブリーザ室１０３内に煙突状に突出する４個の連通孔２３ａ…，２３ｂにより連通する。ブリーザ室隔壁２３を貫通する凝縮水戻し孔２３ｃの下方に位置するケーシング本体１２の上壁１２ａに凹部１２ｇが形成されており、この凹部１２ｇの周囲がシール部材１０４でシールされる。

【００５０】ブリーザ室隔壁２３に形成された第１ブリーザ通路Ｂ１の一端が上部ブリーザ室１０３の高さ方向中間部に開口する。第１ブリーザ通路Ｂ１の他端は、ケーシング本体１２に形成した第２ブリーザ通路Ｂ２および後部カバー１８に形成した第３ブリーザ通路Ｂ３を介して蒸気排出室９０に連通する。また上壁１２ａに形成した凹部１２ｇはケーシング本体１２に形成した第４ブリーザ通路Ｂ４および前記第３ブリーザ通路Ｂ３を介して蒸気排出室９０に連通する。第１ブリーザ通路Ｂ１および第２ブリーザ通路Ｂ２の連通部の外周はシール部材１０５によりシールされる。

【００５１】図２に示すように、下部ブリーザ室１０１に連通する継ぎ手１０６とオイルパン１９に連通する継ぎ手１０７とが透明なオイルレベルゲージ１０８で接続されており、このオイルレベルゲージ１０８内のオイルの油面により潤滑室１０２内のオイルの油面を外部から知ることができる。即ち、潤滑室１０２は密閉構造となっており、外部からオイルレベルゲージを挿入することはシール性の維持から難しく、構造が複雑化することが避けられない。しかしながら、このオイルレベルゲージ１０８によって、潤滑室１０２の密閉状態を維持しつつ外部からオイルの油面を容易に知ることができる。

【００５２】次に、上記構成を備えた本実施例の膨張機Ｍの作用を説明する。

【００５３】図１６に示すように、蒸発器で水を加熱して発生した高温高圧蒸気は蒸気供給パイプ７７を介して膨張機Ｍの圧力室７６に供給され、そこからロータリバルブ６１のロータリバルブ本体６２に形成した第１蒸気通路Ｐ１と、このロータリバルブ本体６２と一体の固定側バルブプレート６３に形成した第２蒸気通路Ｐ２とを経て、可動側バルブプレート６４との摺動面６８に達する。そして摺動面６８に開口する第２蒸気通路Ｐ２はロータ２７と一体に回転する可動側バルブプレート６４に形成した第３蒸気通路Ｐ３に瞬間的に連通し、高温高圧蒸気は第３蒸気通路Ｐ３からロータ２７に形成した第４蒸気通路Ｐ４を経て、第１のアキシャルピストンシリンダ群４９の７個の高圧作動室８２…のうちの上死点に在る高圧作動室８２に供給される。

【００５４】ロータ２７の回転に伴って第２蒸気通路Ｐ２および第３蒸気通路Ｐ３の連通が絶たれた後も高圧作動室８２内で高温高圧蒸気が膨張することで、スリーブ４１の高圧シリンダ４２に嵌合する高圧ピストン４３が上死点から下死点に向けて前方に押し出され、その前端が斜板３９のディンプル３９ａを押圧する。その結果、高圧ピストン４３が斜板３９から受ける反力でロータ２７に回転トルクが与えられる。そしてロータ２７が７分の１回転する毎に、新たな高圧作動室８２内に高温高圧蒸気が供給されてロータ２７が連続的に回転駆動される。

【００５５】図１７に示すように、ロータ２７の回転に伴って下死点に達した高圧ピストン４３が上死点に向かって後退する間に、高圧作動室８２から押し出された中温中圧蒸気は、ロータ２７の第４蒸気通路Ｐ４と、可動側バルブプレート６４の第３蒸気通路Ｐ３と、摺動面６８と、固定側バルブプレート６３の第５蒸気通路Ｐ５および第６蒸気通路Ｐ６と、ロータリバルブ本体６２の第７蒸気通路Ｐ７～第１０蒸気通路Ｐ１０と、摺動面７１とを経て、ロータ２７の回転に伴って上死点に達した第２のアキシャルピストンシリンダ群５７の低圧作動室８４に連なる第１１蒸気通路Ｐ１１に供給される。低圧作動室８４に供給された中温中圧蒸気は第１０蒸気通路Ｐ１０と第１１蒸気通路Ｐ１１との連通が絶たれた後も低圧作動室８４内で膨張することで、低圧シリンダ５０に嵌合する低圧ピストン５１が上死点から下死点に向けて前方に押し出され、低圧ピストン５１に接続されたリンク５２が斜板３９を押圧する。その結果、低圧ピストン５１の押圧力がリンク５２を介して斜板３９の回転力に変換され、この回転力は斜板３９のディンプル３９ａを介して高圧ピストン４３からロータ２７に回転トルクを伝える。即ち、斜板３９と同期回転するロータ２７に回転トルクが伝達されることになる。尚、リンク５２は膨張行程での負圧発生時に低圧ピストン５１が斜板３９から離脱するのを防止すべく、低圧ピストン５１と斜板３９との結合を維持する機能を果たすもので、膨張作用による回転トルクは、上述の如く斜板３９のディンプル３９ａを介して高圧ピストン４３から斜板３９と同期回転するロータ２７に伝達される構成となっている。そしてロータ２７が７分の１回転する毎に、新たな低圧作動室８４内に中温中圧蒸気が供給されてロータ２７が連続的に回転駆動される。

【００５６】このとき、前述したように、第１のアキシャルピストンシリンダ群４９の高圧作動室８２…から排出される中温中圧蒸気の圧力はロータ２７の１回転につき圧力が７回脈動するが、その脈動を調圧室８９で緩衝することにより、一定圧の蒸気を第２のアキシャルピストンシリンダ群５７に供給して低圧作動室８４…への蒸気の充填効率を高めることができる。

【００５７】図１８に示すように、ロータ２７の回転に伴って下死点に達した低圧ピストン５１が上死点に向かって後退する間に、低圧作動室８４から押し出された低温低圧蒸気は、ロータ２７の第１１蒸気通路Ｐ１１と、摺動面７１と、摺動部材７０の第１６蒸気通路Ｐ１６と、ロータリバルブ本体６２の第１７蒸気通路Ｐ１７～第２０蒸気通路Ｐ２０を経て蒸気排出室９０に排出され、そこから蒸気排出孔１８ｃを経て凝縮器に供給される。

【００５８】上述のようにして膨張機Ｍが作動するとき、第１のアキシャルピストンシリンダ群４９の７本の高圧ピストン４３…と、第２のアキシャルピストンシリンダ群５７の７本の低圧ピストン５１…とが共通の斜板３９に接続されるので、第１、第２のアキシャルピストンシリンダ群４９，５７の出力を合成して出力軸２８を駆動することができ、膨張機Ｍを小型化しながら高出力を得ることができる。このとき、第１のアキシャルピストンシリンダ群４９の７本の高圧ピストン４３…と、第２のアキシャルピストンシリンダ群５７の７本の高圧ピストン５１…とが円周方向に半ピッチずれて配置されているため、図１５に示すように、第１のアキシャルピストンシリンダ群４９の出力トルクの脈動と、第２のアキシャルピストンシリンダ群５７の出力トルクの脈動とが相互に打ち消しあい、出力軸２８の出力トルクがフラットになる。

【００５９】またアキシャル型の回転式流体機械はラジアル式の回転式流体機械に比べてスペース効率が高いという特徴があるが、それを半径方向に２段に配置したことでスペース効率を更に高めることができる。特に、体積が小さい高圧の蒸気で作動するために小直径で済む第１のアキシャルピストンシリンダ群４９を半径方向内側に配置し、体積が大きい低圧の蒸気で作動するために大直径となる第２のアキシャルピストンシリンダ群５７を半径方向外側に配置したので、空間を有効利用して膨張機Ｍの一層の小型化が可能となる。しかも円形断面を有することで加工精度を高くできるシリンダ４２…，５０…およびピストン４３…，５１…を用いたことにより、ベーンを用いた場合に比べて蒸気のリーク量が少なくなり、更なる高出力を望むことができる。

【００６０】また高温の蒸気で作動する第１のアキシャルピストンシリンダ群４９を半径方向内側に配置し、低温の蒸気で作動する第２のアキシャルピストンシリンダ群５７を半径方向外側に配置したので、第２のアキシャルピストンシリンダ群５７とケーシング１１の外部との温度差を最小限に抑え、ケーシング１１の外部への熱逃げを最小限に抑えて膨張機Ｍの効率を高めることができる。また半径方向内側の高温の第１のアキシャルピストンシリンダ群４９から逃げた熱を、半径方向外側の低温の第２のアキシャルピストンシリンダ群５７で回収することができるので、膨張機Ｍの効率を更に高めることができる。

【００６１】また軸線Ｌに対して直角方向に見たとき、第１のアキシャルピストンシリンダ群４９の後端は第２のアキシャルピストンシリンダ群５７の後端よりも前方に位置しているので、第１のアキシャルピストンシリンダ群４９から軸線Ｌ方向後方に逃げた熱を第２のアキシャルピストンシリンダ群５７で回収し、膨張機Ｍの効率を更に高めることができる。更に、高圧側の摺動面６８が低圧側の摺動面７１よりもロータ２７の凹部２７ｂの奥側に在るので、ケーシング１１の外部の圧力と低圧側の摺動面７１との差圧を最小限に抑えて低圧側の摺動面７１からの蒸気のリーク量を減少させることができ、しかも高圧側の摺動面６８から漏れた蒸気圧を低圧側の摺動面７１で回収して有効に利用することができる。

【００６２】さて、膨張機Ｍの運転中にケーシング１１の潤滑室１０２内で回転するロータ２７によってオイルパン１９に貯留されたオイルが攪拌されて撥ね上げられ、高圧シリンダ４２…と高圧ピストン４３…との摺動部、低圧シリンダ５０…と低圧ピストン５１…との摺動部、出力軸２８を支持するアンギュラボールベアリング３１、ロータ２７を支持するアンギュラボールベアリング２９、斜板３９を支持するアンギュラボールベアリング３８、高圧ピストン４３…と斜板３９との摺動部、リンク５２…の両端の球面軸受５４…，５６…等を潤滑する。

【００６３】潤滑室１０２の内部には、オイルの攪拌により飛散したオイルミストと、ロータ２７の高温部に加熱されて蒸発したオイルの蒸気とが充満しており、これに高圧作動室８２…および低圧作動室８４…から潤滑室１０２に漏出した蒸気が混合する。蒸気の漏出により潤滑室１０２の圧力が蒸気排出室９０の圧力よりも高くなると、前記オイル分および蒸気の混合物はケーシング本体１２の上壁１２ａに形成した連通孔１２ｂから下部ブリーザ室１０１に流入する。下部ブリーザ室１０１の内部は隔壁１２ｃ～１２ｅにより迷路構造になっており、そこを通過する間に凝縮したオイルは、ケーシング本体１２の上壁１２ａに形成した４個のオイル戻し孔１２ｆ…から落下して潤滑室１０２に戻される。

【００６４】オイル分を除去された蒸気はブリーザ室隔壁２３の４個の連通孔２３ａ…，２３ｂを通過して上部ブリーザ室１０３に流入し、その上壁を区画するブリーザ室カバー２５を介して外部の空気に熱を奪われて凝縮する。上部ブリーザ室１０３内で凝縮した水は、上部ブリーザ室１０３内に煙突状に突出する４個の連通孔２３ａ…，２３ｂに流入することなく、ブリーザ室隔壁２３に形成した凝縮水戻し孔２３ｃを通過して凹部１２ｇに落下し、そこでから第４ブリーザ通路Ｂ４および第３ブリーザ通路Ｂ３を経て蒸気排出室９０に排出される。このとき、蒸気排出室９０に戻される凝縮水の量は、高圧作動室８２…および低圧作動室８４…から潤滑室１０２に漏出した蒸気の量に見合った量となる。また蒸気排出室９０と上部ブリーザ室１０３とは圧力平衡通路として機能する第１蒸気通路Ｂ１～第３蒸気通路Ｂ３で常時連通しているので、蒸気排出室９０と潤滑室１０２との圧力平衡を確保することができる。

【００６５】暖機完了前の過渡期において、潤滑室１０２の圧力が蒸気排出室９０の圧力よりも低くなった場合には、蒸気排出室９０の蒸気が第３ブリーザ通路Ｂ３、第２ブリーザ通路Ｂ２および第１ブリーザ通路Ｂ１、上部ブリーザ室１０３および下部ブリーザ室１０１を経て潤滑室１０２に流入することが考えられるが、暖機完了後は潤滑室１０２への蒸気の漏出により潤滑室１０２の圧力が蒸気排出室９０の圧力よりも高くなるため、上述したオイルおよび蒸気の分離作用が開始される。

【００６６】作動媒体である蒸気（あるいは水）が蒸発器、膨張機、凝縮器および循環ポンプよりなる閉回路を循環するランキンサイクルシステムでは、作動媒体にオイルが混入してシステムが汚損されるのを極力回避することが必要であるが、オイルを分離する下部ブリーザ室１０１および凝縮水を分離する上部ブリーザ室１０３により、蒸気（あるいは水）へのオイルの混入を最小限に抑え、オイルを分離するフィルターの負担を軽減して小型化およびコストダウンを図ることができ、しかもオイルの汚れや劣化を防止することができる。

【００６７】次に、図１９に基づいて本発明の第２実施例を説明する。

【００６８】図１９は固定側バルブプレート６３の摺動面６８を示すもので、第１実施例を示す図６に対応している。プリセットスプリング７５…の弾発力と圧力室７６に作用する高温高圧蒸気の圧力とにより摺動面６８にシール面圧を与えているが、摺動面６８の全域に亘って均一なシール面圧を確保することは困難である。なぜならば、摺動面６８を通る第２蒸気通路Ｐ２および第３蒸気通路Ｐ３…には高温高圧蒸気が供給されるため、その高温高圧蒸気が固定側バルブプレート６３および可動側バルブプレート６４を引き離してシール面圧を低下させるように作用するからである。一方、摺動面６８を通る第５蒸気通路Ｐ５および第３蒸気通路Ｐ３…には中温中圧蒸気が供給されるが、その圧力は前記高温高圧蒸気に比べて低いため、摺動面６８を引き離してシール面圧を低下させる作用も小さくなる。その結果、前記第２蒸気通路Ｐ２、第３蒸気通路Ｐ…および第５蒸気通路Ｐ５の蒸気圧により摺動面６８にアンバランスな荷重が加わり、これが摺動面６８のシール性能を低下させる要因となる。

【００６９】そこで本第２実施例では、固定側バルブプレート６３の摺動面６８に、軸線Ｌを通る第１４蒸気通路Ｐ１４の外周を囲む環状の第１圧力溝Ｇ１を刻設し、この第１圧力溝Ｇ１を中温中圧蒸気が通る第５蒸気通路Ｐ５に連通させるとともに、第１圧力溝Ｇ１の外周を囲む部分円弧状の第２圧力溝Ｇ２を刻設し、この第２圧

力溝Ｇ２を高温高圧蒸気が通過する第２蒸気通路Ｐ２に連通させている。前記第１、第２圧力溝Ｇ１，Ｇ２の作用により、摺動面６８のシール面圧が不均一になるのを緩和し、摺動面６８の偏当たりによるシール性の低下や摩耗の発生を防止することができる。また高圧の第２圧力溝Ｇ２から漏れた蒸気が低圧の第１圧力溝Ｇ１に流入する際に、摩耗粉を第１圧力溝Ｇ１に排出して高圧作動室８２…への流入を阻止する効果も発揮する。更に、オイルによる潤滑が望めない摺動面６８に蒸気を均一に分布させ、潤滑性能の向上を図ることができる。

【００７０】次に、図２０に基づいて本発明の第３実施例を説明する。

【００７１】第３実施例は第２実施例の変形であって、高温高圧蒸気が通る第２蒸気通路Ｐ２に連通する第２圧力溝Ｇ２を省略し、中温中圧蒸気が通る第５蒸気通路Ｐ１５に連通する第１圧力溝Ｇ１だけを設けたものである。本第３実施例によれば、第２実施例に比べて構造が簡単になるだけでなく、摩耗粉の回収効果も高められ、しかも蒸気のリーク量も第２実施例に比べて減少する。

【００７２】次に、図２１に基づいて本発明の第４実施例を説明する。

【００７３】前記第１～第３実施例では作動媒体として圧縮性流体である蒸気を用いた膨張機Ｍを説明したが、本第４実施例では作動媒体として非圧縮性流体（例えば、オイル）を用いたポンプが示される。作動媒体として非圧縮性流体を用いたことにより、吸入ポートとなる第２オイル通路Ｐ２′（前記第２蒸気通路Ｐ２に対応）と、吐出ポートとなる第５オイル通路Ｐ５′（前記第５蒸気通路Ｐ５に対応）は、略１８０°の中心角を有するように円弧状に形成される。

【００７４】以上、本発明の実施例を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

【００７５】例えば、第１実施例～第３実施例では蒸気を作動媒体とする膨張機Ｍを例示し、第４実施例ではオイルを作動媒体とするポンプを例示したが、本発明の回転式流体機械は、空気のような圧縮性流体を加圧する圧縮機や、オイルや水のような非圧縮性流体を圧送するポンプに対しても適用することができる。

【００７６】また第１の作動部および第２の作動部は実施例のアキシャルピストンシリンダ群に限定されず、ラジアルピストンシリンダ式のものやベーン式のものであっても良い。

【００７７】

【発明の効果】以上のように請求項１に記載された発明によれば、回転式流体機械の第１および第２の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を司る吸入・排出制御手段が、ロータの回転軸線に直交する平坦な摺動面を備えて第１の作動部に接続された第１のロータリバルブと、ロータの回転軸線を中心とする円筒状の摺動面を備えて第

２の作動部に接続された第２のロータリバルブとを備えるので、共通の吸入・排出制御手段で第１、第２の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御することが可能になり、第１、第２の作動部に各々別個の吸入・排出制御手段を設ける場合に比べて回転式流体機械の小型化を図ることができる。

【００７８】また請求項２に記載された発明によれば、ロータの回転軸線に直交する平坦な摺動面を備えた第１のロータリバルブは作動媒体のシール性に優れており、この第１のロータリバルブで高圧の作動媒体の吸入・排出を制御することで、作動媒体のリークを最小限に抑えることができる。またロータの回転軸線を中心とする円筒状の摺動面を備えた第２のロータリバルブは、前記第１のロータリバルブに比べて作動媒体のシール性が多少劣るものの、この第２のロータリバルブが吸入・排出を制御する作動媒体は低圧であるため、所定のクリアランス管理を施せば作動媒体のリークは実用上問題はない。

【００７９】また請求項３に記載された発明によれば、第１のロータリバルブおよび第２のロータリバルブはそれぞれ高温の作動媒体および低温の作動媒体の吸入・排出を制御するので、高温の作動媒体および低温の作動媒体の流路を近接させて温度低下を抑制することが可能になるだけでなく、高温の作動媒体の流路のシール部を低温の作動媒体で冷却してシール部の劣化を防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図１】膨張機の縦断面図

【図２】図１の２－２線断面図

【図３】図１の３部拡大図

【図４】図１の４部拡大断面図（図８の４－４線断面図）

【図５】図４の５－５線矢視図

【図６】図４の６－６線矢視図

【図７】図４の７－７線断面図

【図８】図４の８－８線断面図

【図９】図４の９－９線断面図

【図１０】図１の１０－１０線矢視図

【図１１】図１の１１－１１線矢視図

【図１２】図１０の１２－１２線断面図

【図１３】図１１の１３－１３線断面図

【図１４】図１０の１４－１４線断面図

【図１５】出力軸のトルク変動を示すグラフ

【図１６】高圧段の吸入系を示す作用説明図

【図１７】高圧段の排出系および低圧段の吸入系を示す作用説明図

【図１８】低圧段の排出系を示す作用説明図

【図１９】本発明の第２実施例を示す、前記図６に対応する図

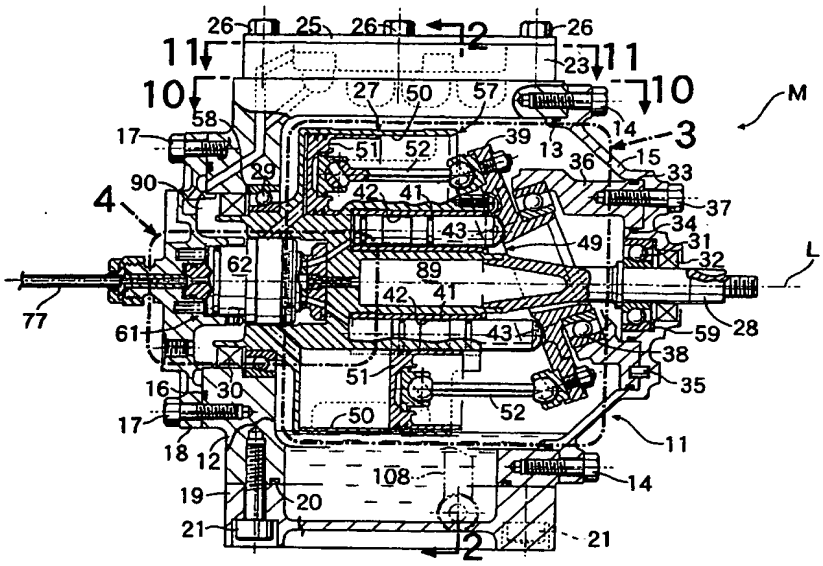
【図２０】本発明の第３実施例を示す、前記図６に対応する図

【図２１】本発明の第４実施例を示す、前記図６に対応する図

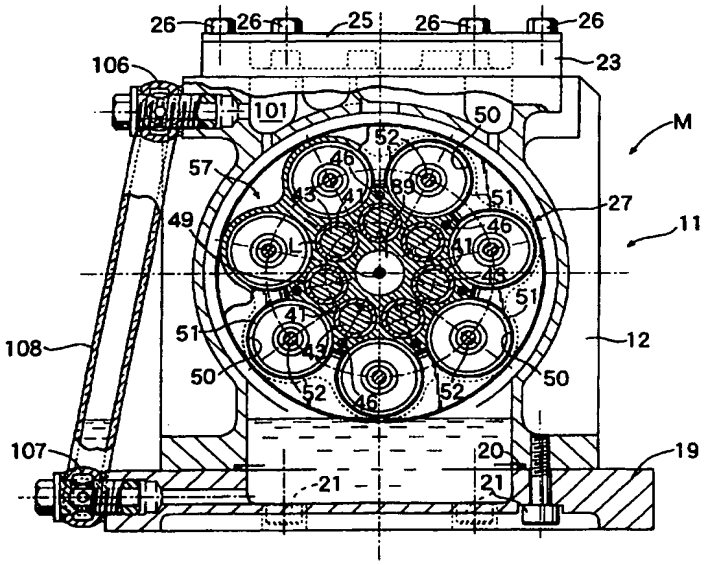
【符号の説明】

１１	ケーシング
２７	ロータ（第２のロータリバルブ）
４９	第１のアキシャルピストンシリンダ群（第１の作動部）
５７	第２のアキシャルピストンシリンダ群（第２の作動部）
６１	ロータリバルブ（吸入・排出制御手段）
６３	固定側バルブプレート（第１のロータリバルブ）
６４	可動側バルブプレート（第１のロータリバルブ）
６８	摺動面
７０	摺動部材（第２のロータリバルブ）
７１	摺動面
Ｌ	軸線

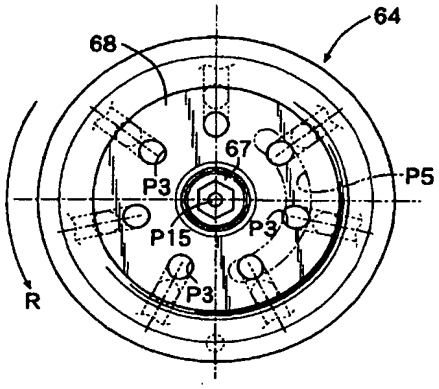
【図１】



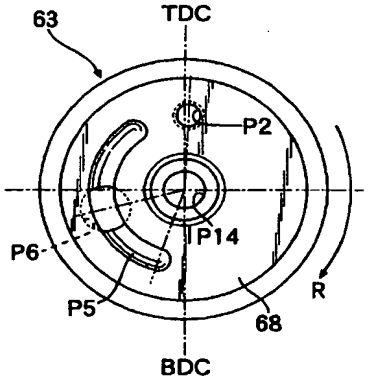
【図２】



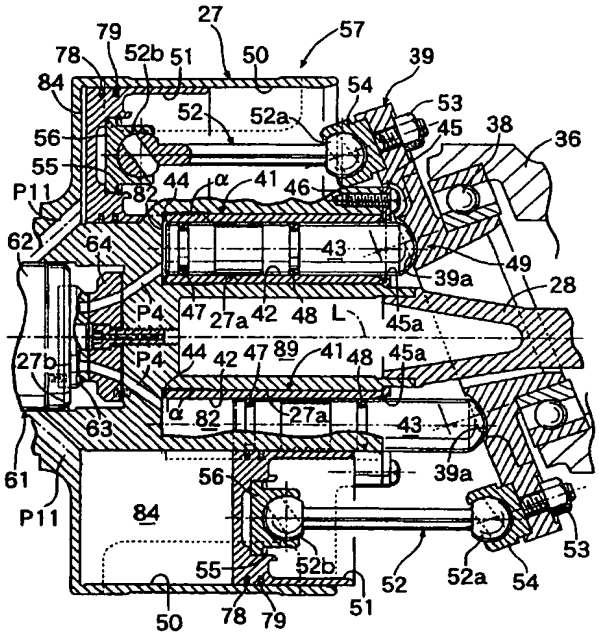
【図５】



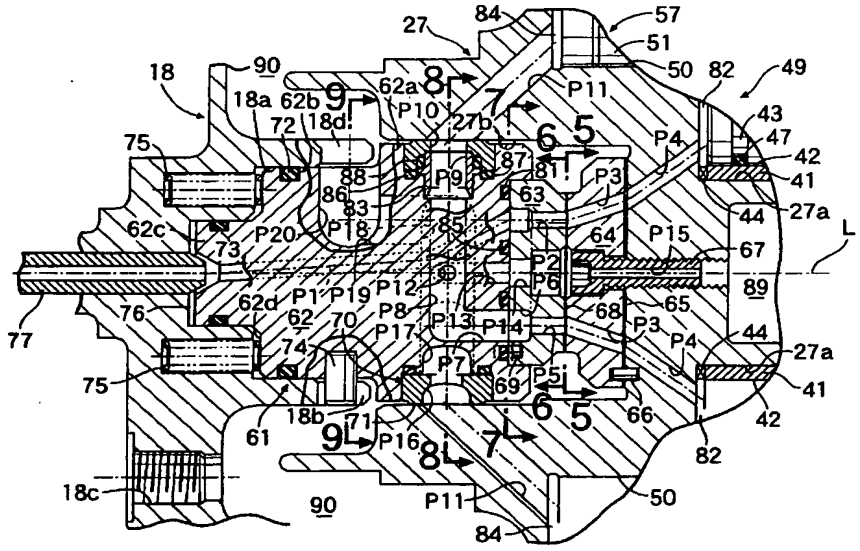
【図６】



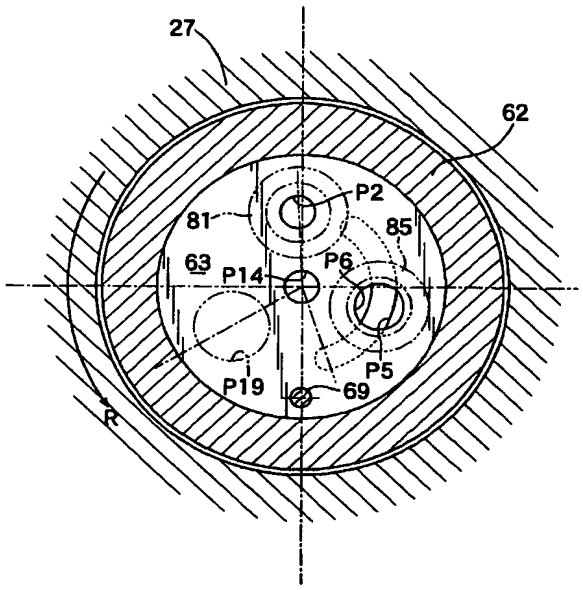
【図３】



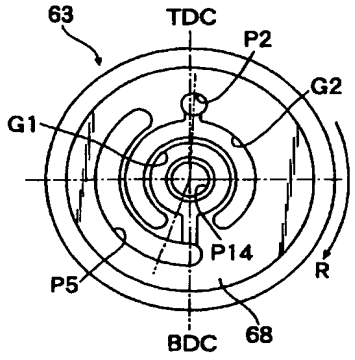
【図４】



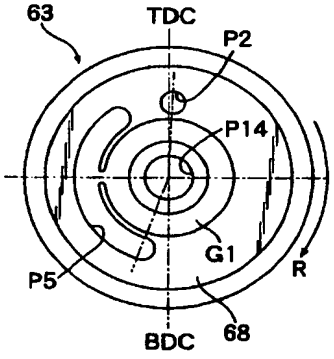
【図７】



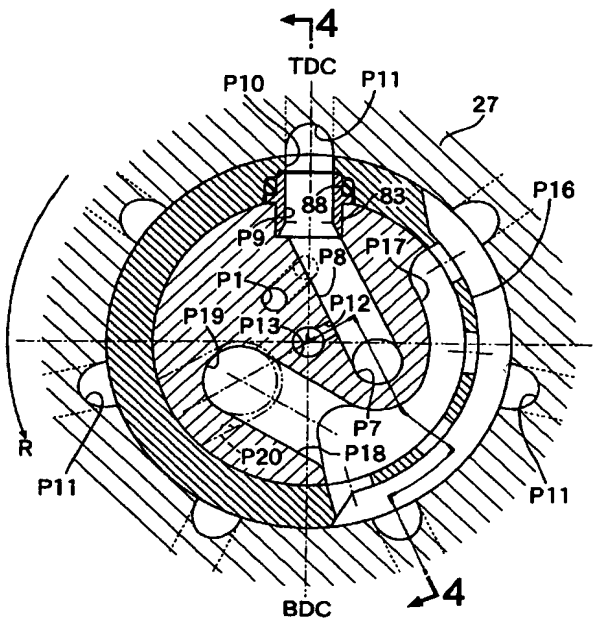
【図１９】



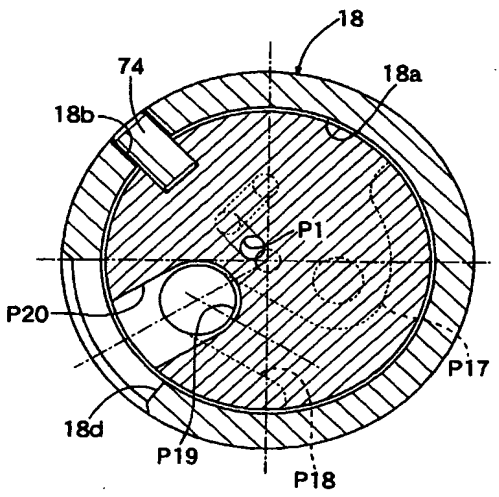
【図２０】



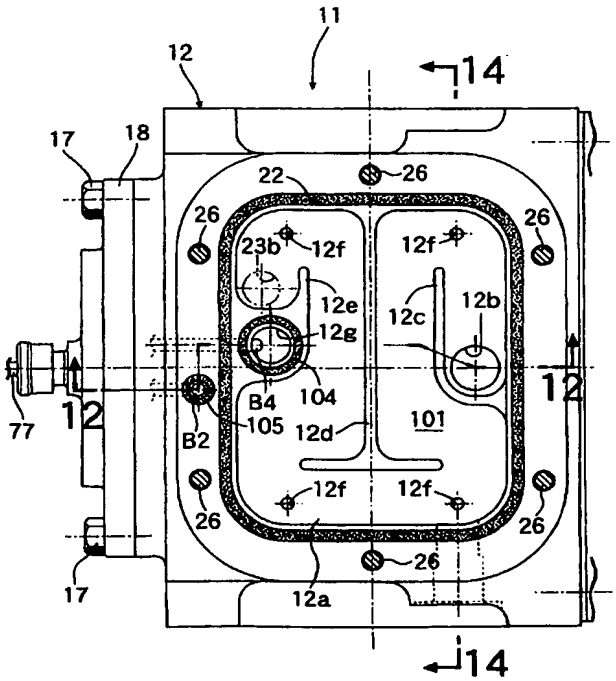
【図８】


4
TDC
P10
P11
27
P16
88
83
P9
P8
P17
P1
P12
P19
P13
P7
P20
P18
P11
P11
R
BDC
4

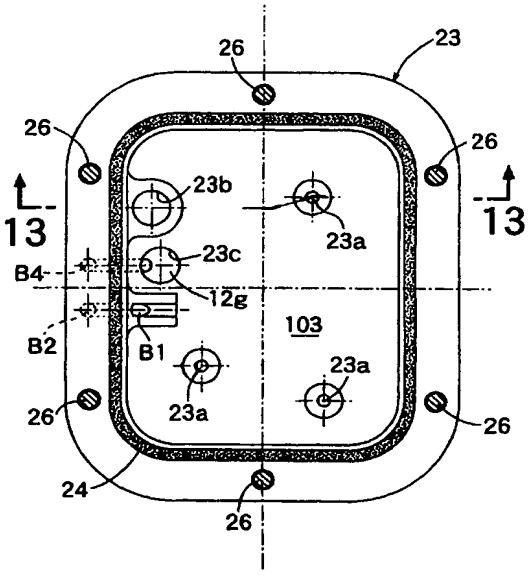
【図９】


18
74
18a
18b
P1
P20
P17
18d
P19
P18

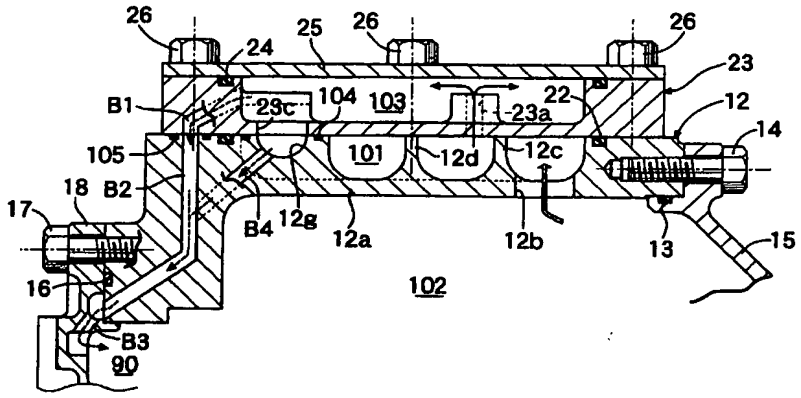
【図１０】


11
12
14
17
18
22
26
26
26
23b
12f
12f
12e
12g
12c
12b
104
B4
105
B2
12d
101
77
12
12
12f
12f
26
26
26
26
17
12a
14

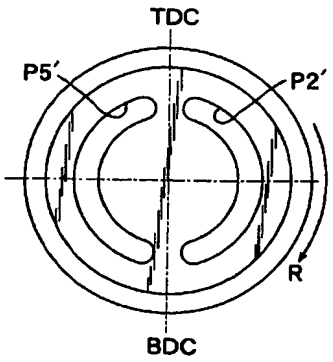
【図１１】


26
23
26
26
13
13
23b
23a
23c
B4
12g
B2
B1
103
23a
23a
26
26
24
26

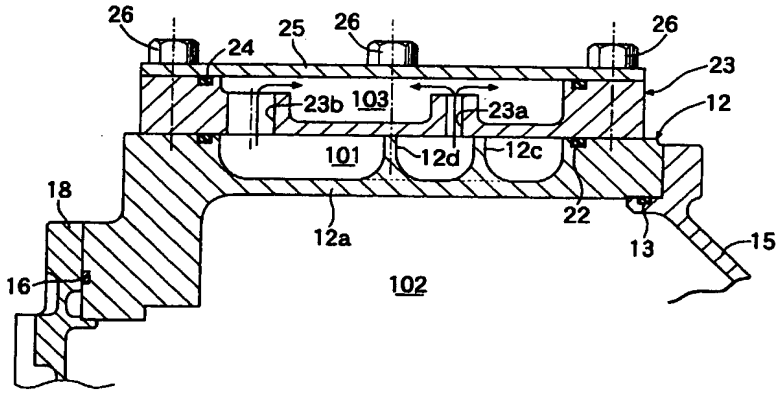
【図１２】



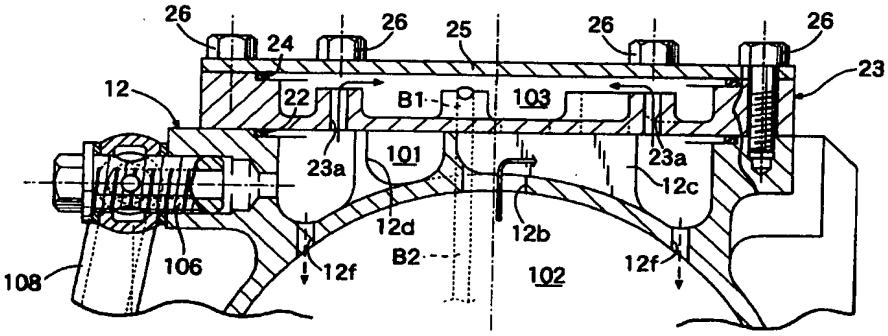
【図２１】



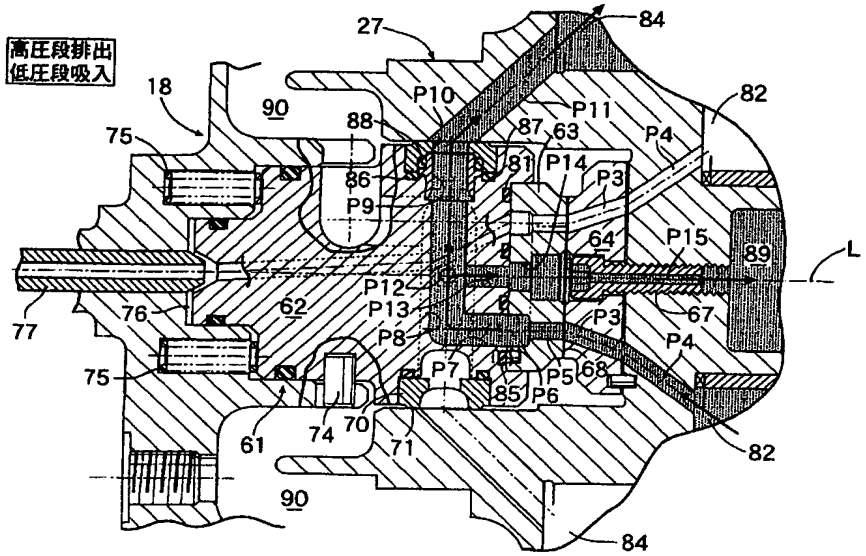
【図１３】



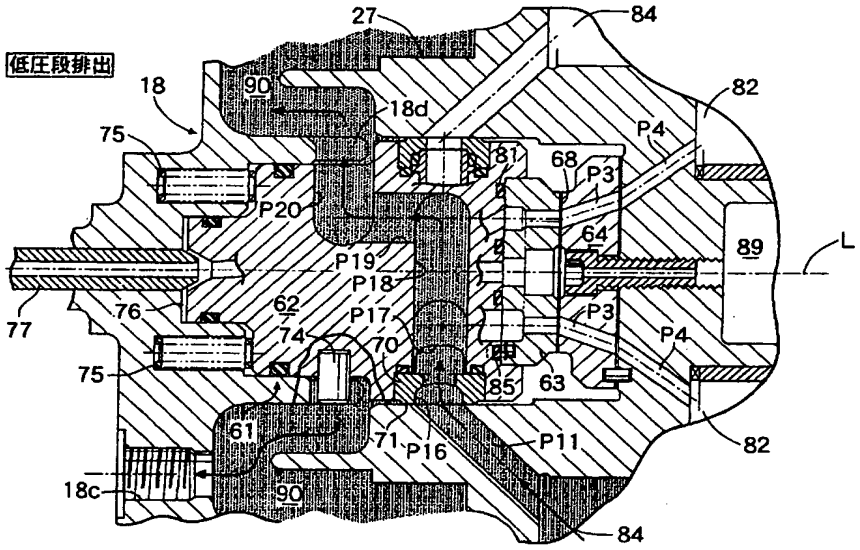
【図１４】



【図１７】



【図１８】



フロントページの続き

(72)発明者　伊藤　直紀
埼玉県和光市中央１丁目４番１号　株式会社本田技術研究所内

(72)発明者　小島　洋一
埼玉県和光市中央１丁目４番１号　株式会社本田技術研究所内